

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Využití odpadního tepla z vysokotlakého kompresoru

Waste Heat of High Pressure Compressor Utilization

Student:

Martin Valeček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Valeček**
Studijní program: B3907 Energetika
Studijní obor: 3907R012 Energetika 21.století
Téma: **Využití odpadního tepla z vysokotlakého kompresoru**
Waste Heat of High Pressure Compressor Utilization
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

- 1) Popis provozu a současného stavu využívání tepla z vysokotlakého kompresoru pro ohřev dusíku k regeneraci náplně adsorbční stanice vzduchu.
- 2) Stanovení tepelné bilance a účinnosti výměníku vzduch/dusík při provozním zatížení stávajícího elektro ohřevu s akumulátorem tepla z dusíku analýzou provozních dat.
- 3) Návrh a výpočet hlavních parametrů nového výměníku pro ohřev dusíku stlačeným vzduchem, včetně schematického zapojení do nové technologie.
- 4) Stanovení investičních nákladů a jejich návratnosti pro zvolenou variantu řešení ohřevu dusíku.

Seznam doporučené odborné literatury:

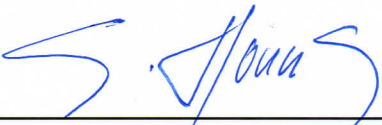
KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
NOŽIČKA, Jiří. Základy termomechaniky. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02409-1.
KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, c2013. Mechanical engineering (Taylor & Francis). ISBN 978-1-4398-4212-6.
Normy, firemní podklady, internetové zdroje apod.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020


doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje svého zaměstnavatele MG Odra Gas s.r.o. Vratimov o technických parametrech zařízení na dělení vzduchu a kompresoru, firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě 13. května 2020.



Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou*) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména 5 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a 5 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská — Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou*) práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (5 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské*) práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu 5 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů že tato bakalářská*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 13. května 2020.



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Valeček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Sokolská třída 86/107, Ostrava 702 00

Anotace bakalářské práce

VALEČEK, M. *Využití odpadního tepla z vysokotlakého kompresoru: bakalářská práce.*
Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2020,
47 s. Vedoucí práce: Výtisk, T.

Bakalářská práce se zabývá využitím tepla stlačeného vzduchu z vysokotlakého kompresoru instalovaného v provozu kyslíkárny. Teoretická část je věnována popisu současného stavu technologie, současného systému využívání tepla ze vzduchu pro ohřev dusíku v rekuperačním výměníku a analýze provozních dat. V praktické části je vytvořena tepelná bilance a proveden výpočet účinnosti výměníku ze získaných provozních dat. V této části je také vytvořen výpočtový program pro stanovení součinitele prostupu tepla a potřebné teplosměnné plochy výměníku. Na základě tohoto programu je v závěrečné části proveden teoretický návrh nového výměníku pro využití v plánované nové technologii na dělení vzduchu, s vyjádřením možných provozních úspor.

Klíčová slova: odpadní teplo, tepelný výměník, separace vzduchu, kompresor

Annotation of the Thesis

VALEČEK, M. *Waste Heat of High Pressure Compressor Utilization: Bachelor Thesis.*
Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering,
Department of energy, 2020, s. Thesis head: Výtisk, T.

The bachelor thesis deals with the using of compressed air heat from a high-pressure compressor installed in an oxygen plant. The theoretical part is focused to the description of the existing technology, the existing system of using heat from the air in a heat exchanger for nitrogen heating and it's analysis of operating data. The heat balance is created and the heat exchanger efficiency is calculated from the obtained operating data in the practical part of thesis. There are also created a computing program for determination of the heat transfer coefficient and necessary heat exchange surface size in the practical part. Based on this computing program the theoretical design of the new heat exchanger for using in the new designed air separation technology is made in the final part including of expressing possible operating saves.

Key words: waste heat, heat exchanger, air separation, compressor

Obsah

TABULKA ZKRATEK	7
ÚVOD	8
1 POPIS VÝROBY TECHNICKÝCH PLYNŮ S VYUŽÍVÁNÍM ODPADNÍHO TEPLA	9
1.1 Úvod [10]	9
1.2 Základní procesy výroby	9
1.3 Příprava vzduchu před rektifikací s popisem procesů výměny tepla	11
1.3.1 Primární trasa vzduchu [6]	11
1.3.2 Sekundární trasa vzduchu	12
1.3.3 Sušící stanice vzduchu A101	14
2 KOMPRESORY.....	15
2.1 Radiální kompresor.....	15
2.2 Axiální turbokompresory	15
2.3 Vysokotlaký kompresor VTK 152	15
2.3.1 Základní technická data kompresoru	17
3 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY.....	17
3.1 Technický popis [4]	17
3.2 Rekuperační výměník.....	19
3.3 Regenerační výměník.....	19
3.4 Směšovací výměník.....	19
3.5 Tepelný výměník E 106	20
3.5.1 Popis	20
3.5.2 Provozní data	21
4 TEPELNÁ BILANCE A ÚČINNOST VÝMĚNÍKU.....	23
4.1 Výpočet výměníku	23
4.2 Výpočet souproudého výměníku	23
4.3 Výpočet protiproudého výměníku	25
5 VÝPOČET PROTIPROUDÉHO TRUBKOVÉHO VÝMĚNÍKU E 106.....	26
6 ZÁKLADNÍ NÁVRH NOVÉHO TRUBKOVÉHO VÝMĚNÍKU.....	35
7 ZÁVĚR	39
SEZNAM OBRÁZKŮ	41

SEZNAM GRAFŮ	41
SEZNAM TABULEK	41
SEZNAM PŘÍLOH.....	42
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	42

Tabulka zkratek

Zkratka	Popis
A101	Sušící stanice vzduchu
DVZ	Dělicí zařízení vzduchu
E101	Mezichladič kompresoru
E105	Sprchový chladič vzduchu
E106	Rekuperační tepelný výměník
E107	Elektro-ohřívák
E4	Tepelný deskožebrový výměník
E0101	Sprchový chladič vzduchu
F102	Filtr vzduchu
K102	Brzdící kompresor turboexpandéru
TEX	Turboexpandér
VTK	Vysokotlaký turbokompresor
ŘS	Řídicí systém
1A14	Označení armatury

Úvod

Stlačování plynů patří mezi jeden z oborů, který se zabývá transformací energie. V současném průmyslu je tento obor jedním z nejdůležitějších, jelikož zasahuje do všech odvětví lidské činnosti. Množství dodávané elektrické energie pro pohon kompresorů se pohybuje okolo 30 % celkové celosvětové spotřeby. Z toho vyplývá, že je nutné s touto energií nakládat hospodárně. Proto se tato uvedená skutečnost musí považovat za jeden z hlavních důvodů, proč je nutné, aby byly stále vyvíjeny a navrhovány nové typy strojů a s tím související jejich postupné vylepšování. V dnešní době je stlačený vzduch používán k pohánění pneumatických motorů a mechanismů. Kompresory v procesním inženýrství připravují plyny k chemickým reakcím a umožňují jim dopravy na velké vzdálenosti. Nemalou funkci plní i v chladírenské technice. Taktéž se stlačeného vzduchu využívá k jeho dělení na kyslík, dusík a vzácné plyny. [2]

Během komprese stlačeného vzduchu se energie, použita k pohonu kompresoru, při kompresi přemění v 70 až 90 % tepla. K zabezpečení dlouhé životnosti kompresoru je potřeba zajistit, pokud je to možné, stálou provozní teplotu. Z velké části se přebytečné teplo zmaří odvodem do okolního prostředí. Využití odpadního tepla je možné pomocí tepelného výměníku. Do novějších kompresorů lze zpravidla instalovat teplovodní výměník, který slouží pro chlazení kompresoru a zároveň je dál teplo využíváno např. pro přípravu teplé vody či pro přitápění. [6]

Cílem bakalářské práce je v první fázi provést seznámení s provozem na výrobu technických plynů a kapalin a zároveň popsat stávající systém využití odpadního tepla z kompresoru, které je využíváno v jiné části technologie. Následující část práce se zabývá tepelnou bilancí výměníku, jeho účinností a výpočtem prostupu tepla. Na závěr je proveden základní návrh tepelného výměníku pro zařazení do nové výrobní technologie s výpočtem možné úspory provozních nákladů.

1 Popis výroby technických plynů s využíváním odpadního tepla

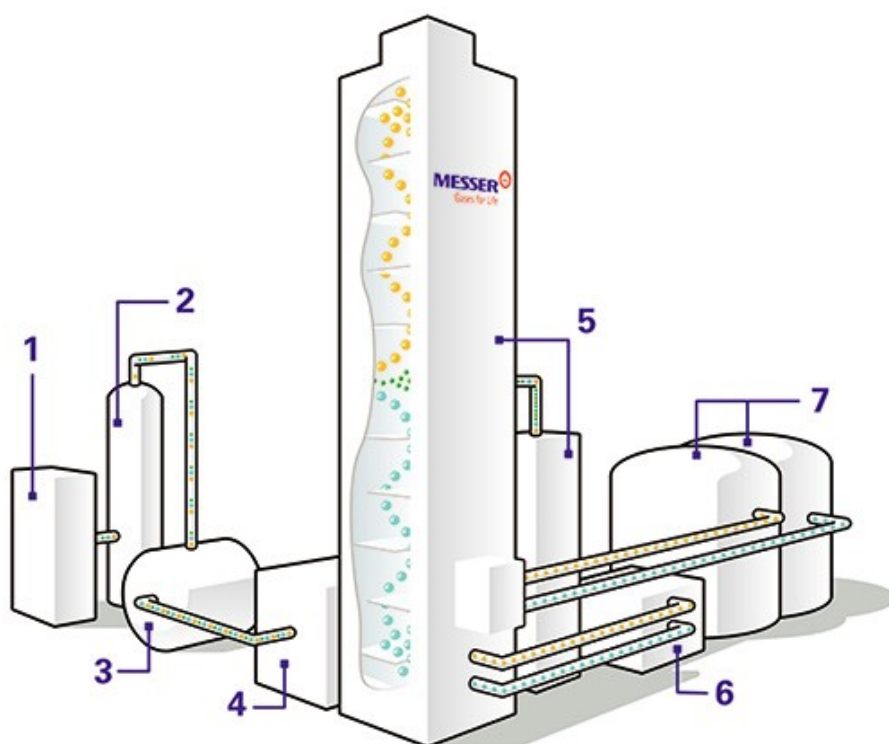
1.1 Úvod [10]

Přírodním zdrojem pro výrobu technických plynů je atmosférický vzduch. Skládá se ze směsi plynů kyslíku (21 %), dusíku (78 %) a vzácného plynu argonu (0,9 %). Zbývajících 0,1 % tvoří vodní pára, oxid uhličitý a vzácné plyny neon, helium, krypton a xenon. V kyslíkárně se dělí vzduch na jednotlivé prvky na patrech rektifikačních kolon. K rozdělení dochází při frakční destilaci vzduchu díky rozdílným bodům varů jednotlivých plynů obsažených ve vzduchu. Tento děj tedy probíhá při velice nízkých (kryogenních) teplotách pohybující se okolo $-175 - (-190) ^\circ\text{C}$. Touto metodou se získá velmi čistý dusík, kyslík a argon, jak v kapalné formě, tak v plynu.

1.2 Základní procesy výroby

1. **Stlačení vzduchu** – venkovní vzduch je nasát kompresorem přes sací filtry a následně stlačován na jednotlivých kompresních stupních s mezichladiči až na tlak 0,6 MPa.
2. **Chlazení vzduchu** – komprimovaný ohřátý vzduch je zchlazen na sprchových vodních chladičích.
3. **Čistění vzduchu** – probíhá na molekulové síti sušící stanice, kde se odstraní nežádoucí látky jako je oxid uhličitý a vodní pára.
4. **Podchlazení vzduchu** – jelikož vzdušné plyny lze rozdělit jen při velmi nízkých teplotách, tak je vyčištěný vzduch podchlazen na hlavním výměníku tepla na teplotu cca. $-175 ^\circ\text{C}$. Vyrobené odcházející studené plyny (kyslík, dusík) odcházející ze zařízení v opačném směru odebírají teplo přiváděnému vzduchu. Tyto plyny jsou sami ohřívány na teplotu okolí. K potřebnému zkapalnění vzduchu je zapotřebí vzduch ještě více podchladiť za pomoci expanze. Poté je teprve možné v rektifikační koloně rozdělit vzduch na jednotlivé složky.

5. **Rektifikace vzduchu** – Samotné dělení je realizováno v destilačních kolonách. Základním předpokladem správného fungování destilace v rektifikační koloně je zdroj plynu na bodu varu, který proudí zespodu nahoru a zdroj kapalného plynu stékajícího po patrech dolů. Na každém patře se pak vzduch proudící nahoru obohacuje plynem s nižší teplotou bodu varu a kapalný vzduch stékající dolů obohacuje plynem s vyšší teplotou varu. Dělení vzduchu na kyslík a dusík se provádí ve dvou kolonách středotlaké a nízkotlaké. Zkapalněný vzduch se přivádí do paty středotlaké kolony. Z této kolony se získává čistý dusík a frakce obohacená kyslíkem. Z nízkotlaké kolony se pak odvádí čistý kyslík a směs obohacená argonem k dalšímu zpracování.
6. **Skladování a distribuce** – plynná média jsou distribuována přímo odběrateli potrubním rozvodem, například do ocelárny Liberty Ostrava a.s. Argon, kyslík a dusík v kapalně fázi jsou skladovány v kryogenních zásobnících a poté přečerpávány do auto cisteren a dopravovány zákazníkům.



Obrázek 1.2-1 - Proces výroby technických plynů a kapalin

zdroj: <https://www.messer.cz/documents/20591/741644/ASU/d7058661-20aa-4a1f-9262-18f422c27843?t=1467109528044>

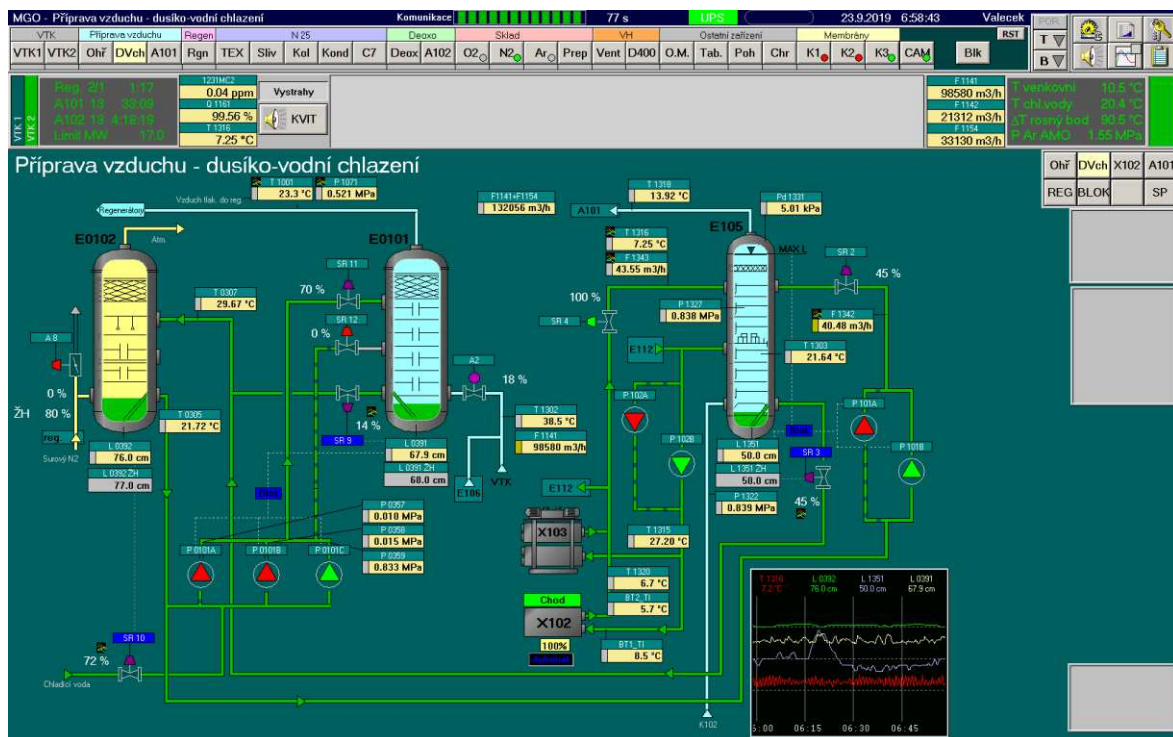
1.3 Příprava vzduchu před rektifikací s popisem procesů výměny tepla

Na provozě kyslíkárny probíhá výroba technických plynů a kapaliny. Atmosférický vzduch komprimuje vysokotlaký kompresor VTK. Kompresor má tři mezichladiče, kde je vzduch zchlazován okruhem chladicí vody na teplotu cca 40 °C. Vzduch na výtlaku VTK za posledním mezichladičem (E101) je rozdělen na dvě trasy. Obě trasy jsou popsány níže a obě ústí do DVZ kde začíná proces rektifikace.

1.3.1 Primární trasa vzduchu [6]

Tímto tokem proudí cca $\frac{3}{4}$ celkového množství vzduchu v rozmezí 100 000 – 115 000 Nm³/h. Vzduch vstupuje do sprchového chladiče E0101 což je stojatá tlaková nádoba, s pracovním přetlakem 0,5 MPa. Přes nádobu proudí vzduch o vstupní teplotě cca 40 °C. Zde dochází k předání tepla na stékající vodu ze sprch. Teplota vstupní chladicí vody se pohybuje okolo 10 °C. Na výstupu má zchlazený vzduch teplotu cca. 15 °C. Zároveň je snížený rosný bod na teplotu chladicí vody. Vzduch vystupující ze sprchového chladiče E0101 proudí přes 6 tepelných výměníků tzv. regenerátorů, kde dochází k podchlazování vzduchu na čedičové náplni až na teplotu -175 °C. Nečistoty jako voda, oxid uhličitý a stopy uhlovodíků se vymrazují na náplni regenerátoru v místech, které odpovídají svou teplotou bodům tuhnutí jednotlivých látek při daném tlaku. Vstupující vzduch do regenerátorů se cyklicky střídá s ochlazeným odpadním dusíkem vystupujícím z dělicího zařízení, který proudí opačným směrem. Odcházející dusík má nižší tlak a tím se mění i parciální tlak vymražené látky na čediči. Ta pak mění zpět své skupenství na plynné (tzv. sublimace) a je s dusíkem vynášena ven z regenerátorů. Tímto je zajištěná vyrovnaná teplotní bilance regenerátoru a princip samočištění. Takto podchlazený a vysušený vzduch vstupuje do středotlakové kolony.

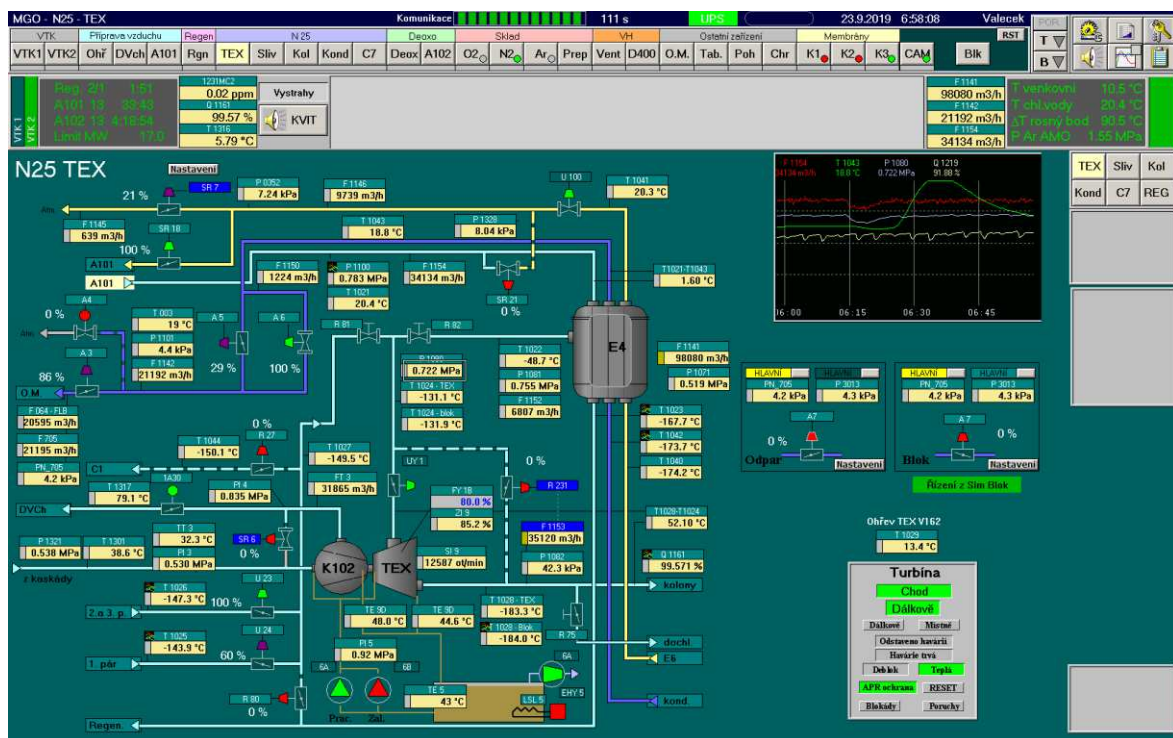
Část vzduchu je odebírána z odbočky před posledním mezichladičem E101 VTK. Vzduch o teplotě cca 90°C proudí přes výměník E106 ochlazený na teplotu 40°C se spojí s původní trasou před sprchovým chladičem E 0101.



Obrázek 1.3-1 – Dusíko-vodní chlazení
zdroj: vizualizace ŘS in-touch provozu kyslíkárny

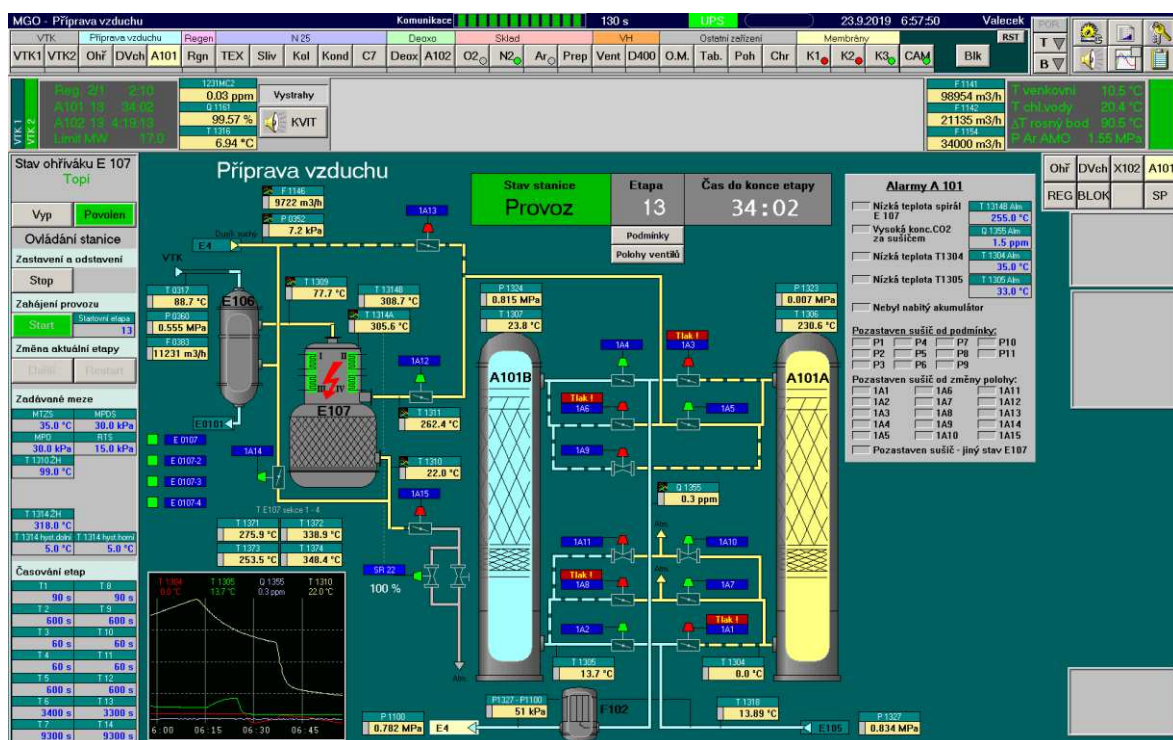
1.3.2 Sekundární trasa vzduchu

Druhá část vzduchu tedy $\frac{1}{4}$ z celkového množství v rozsahu 30 000 – 38 000 nm³/h, je zaústěna na vstup tlumiče tlakových výkyvů, což jsou dvě tlakové nádoby zapojené v sérii. Dále na vertikální odlučovač a přes mechanický filtr do kompresoru K102 (viz Obrázek 1.3-2). Tento kompresor je poháněn turboexpandérem neboli TEX, se kterým je osově horizontálně spojen. K102 vzduch o tlaku 0,53 MPa stlačuje na cca 0,87 MPa. Kompresní teplo ohřeje vzduch na teplotu 90 °C, proto musí dojít ke zchlazení na hodnotu cca 40 °C v mezichladiči. U tohoto chladiče se používá k ochlazení demineralizovaná voda z uzavřeného systému chladicí vody. Dále vstupuje vzduch do chladiče E105 (viz Obrázek 1.3-1), kde je ve styku s vodní sprchou ochlazen na teplotu cca 15°C. Vzduch po průchodu chladičem E105 pokračuje přes zregenerovaný adsorbční sušič A101 A nebo B, kde se zbaví vlhkosti, CO₂ a části uhlovodíků. Vzduch z A101 pokračuje na filtr pevných částic F102 (viz Obrázek 1.3-3), přes deskožebrový výměník E4 (viz Obrázek 1.3-2) na sání TEX a do DVZ, kde se zúčastňuje rektifikace.



Obrázek 1.3-2 – Turbo-expandér (TEX)

zdroj: vizualizace ŘS in-touch provozu kyslíkárny



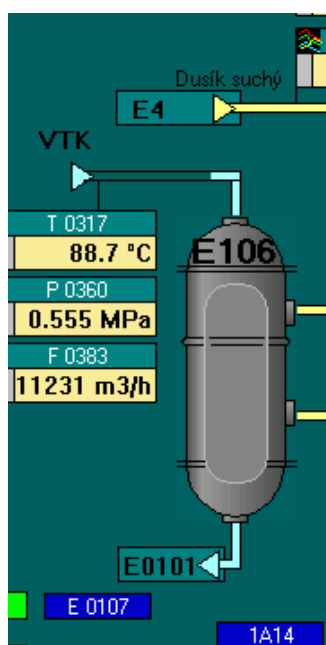
Obrázek 1.3-3 – Příprava vzduchu (sušící stanice)

zdroj: vizualizace ŘS in-touch provozu kyslíkárny

1.3.3 Sušící stanice vzduchu A101

Adsorbér vzduchu (A101 A nebo B) zařazený v provozu „regenerace“ musí splňovat podmínku maximálního vysušení vzduchu a obsahu CO₂ max. 2,0 ppm. Regenerace adsorbéru vzduchu probíhá dusíkem z DVZ vystupujícím z výměníku E4 o tlaku ca 8 kPa. Při ohřevu sušiče je zapotřebí docílit ohřátí asi 7 500 Nm³/h dusíku na teplotu 230 °C. Protože elektro-ohřívák nemá potřebný výkon, využívá se předehřevu dusíku využitím kompresního tepla VTK a zároveň přípravné fáze regenerace tzv. nabíjení akumulátoru E107.

Dusík je předehříván ve výměníku tepla označeném E106 (viz Obrázek 1.3-4). Zde dochází k přenosu tepla z toku stlačeného vzduchu z VTK (90°C) na tok regeneračního dusíku (20°C).



Obrázek 1.3-4 – Výměník E106 (vzduch/dusík) zobrazen ve vizualizaci ŘS
zdroj: vizualizace ŘS in-touch provozu kyslíkárny

Předehřátý dusík vystupuje z výměníku o teplotě ca 80 °C a vstupuje do el. ohříváku akumulátoru E107, kde je ohřevem na el. spirálách zvýšená teplota dusíku na cca 260 °C. Takto horký dusík proudí přes čedičovou náplň akumulátoru E107 (tím dojde k uložení tepla) a poté ochlazený dusík vystupuje do atmosféry. Úkolem je čedičovou náplň teplotně naakumulovat až na potřebnou výstupní teplotu dusíku 99°C. Během vlastní regenerace se pak míchají do sušiče dvě trasy horkého dusíku. Jedna trasa přímo z el. ohříváku E107 a druhá proudící přes armaturu 1A14 a akumulátor E107, kde se dusík ohřeje odebráním tepla akumulovaného v čediči (viz Obrázek 1.3-3). Zde se jedná o regenerační výměník. Spojením obou tras se docílí potřebného množství dusíků o požadované teplotě.

Časový interval regenerace adsorbčního sušiče je zvolen tak, aby max. teplota na výstupu dusíku při zchlazování byla co nejbližší ke 200 °C. Průběh teplot je zaznamenán v trendech řídicího systému vizualizace PC na velínu.

2 Kompresory

Slouží jako energetický stroj ke stlačování a dopravě plynů a par. K pohonu je nutné dodávat hnací (elektrickou) energii. Za pomoci této energie získáme stlačenou pracovní látku. Tento stroj patří mezi důležité energetické zařízení, které se vyskytuje ve všech odvětvích lidské činnosti.

2.1 Radiální kompresor

Funguje na principu kontinuálního zvýšení tlaku plynů a par, který je vytvořen změnou momentu hybnosti při průtoku lopatkovými koly. Nejčastěji na radiálních plochách.

Primární funkční část stroje je stupeň složený z oběžného kola (rotoru) a rozváděcího (statoru) kola. Někdy bývá prvnímu stupni předřazeno ještě jedno lopatkové kolo, vstupní stator, kterým se při regulaci upravují rychlosti na vstupu do lopatek rotoru. Oběžnými lopatkami se z vnějška přivedená energie předává plynu (kinetická) a současně se z části podílí na zvýšení statického tlaku (tlaková) v rozváděcím kole [11]

2.2 Axiální turbokompresory

Jedná se o rotační lopatkové energetické stroje pro kontinuální stlačování plynů a par účinkem změny momentu hybnosti proudu, který protéká z velké části po plochách válcových, souosých s osou rotace.

Hlavní části axiálního kompresoru jsou víceméně stejné jako u radiálního kompresoru. Základní energetickou část tvoří opět stupeň, který sestává z rotoru – oběžného kola a ze statoru – rozváděcího kola. Zároveň první stupeň většinou má předřazen vstupní stator a poslední stupeň je doplněn lopatkami pro dosažení výstupní rychlosti axiálního směru. [11]

2.3 Vysokotlaký kompresor VTK 152

Vysokotlaký kompresor typu AR 150-7-2 je proveden jako jednotělesový. Skládá se ze sedmi stupňů axiálních a dvou radiálních lopatkových kol na jedné hřídeli. Axiální část je tvořena axiálním vstupem a přestavitelnými vodícími lopatkami. Těleso VTK se všemi zabudovanými částmi (nosiče vodících lopatek, difuzory, ucpávky ložiska) má horizontální dělení.

Rotor je dynamicky vyvážen a uložen v jednom radiálním a jednom radiálně-axiálním kluzném ložisku. Vzájemné utěsnění radiálních kol a axiálních částí je provedeno labyrintovými ucpávkami.



Obrázek 2.3-1 – Rotor VTK AR 150 7-2

Pro zvýšení účinnosti musí být vzduch během komprese ochlazován. Turbokompresor je opatřen třemi mezichladiči. Odvod vzduchu za axiálními stupni a každým radiálním stupněm k mezichladičům je proveden difuzory a připojenou sběrnou spirálou.

Soustrojí pohání přes planetovou převodovku synchronní elektromotor. Turbokompresor je vybaven elektropneumatickou antipompážní regulací s tlakovou a teplotní korekcí. Pro dosažení maximální provozní bezpečnosti je ovládání kompresoru ve všech provozních fázích přeneseno do vizualizace řídicího systému PC na velínu. Veškeré provozní kontroly jsou navedeny do ŘS a tedy, jak kontrola, tak ovládání probíhá za pomoci vizualizace. Během provozu se obsluha omezuje na kontrolu pomocí měřících přístrojů, případně na rychlý zásah při nenormálních stavech.

2.3.1 Základní technická data kompresoru

Typ turbokompresoru AR 150–7–2

Uspořádání kompresoru	
	7 axiálních řad lopatek
	2 radiální kola
Normální otáčky kompresoru	5 450 ot./min.
Kritické otáčky kompresoru I	2 569 ot./min.
Kritické otáčky kompresoru II	7 506 ot./min.
Axiální stupně 1 - 7:	
Nasávané množství	198 601 kg/h
	171 504 m ³ /h
Tlak na sání	0,0981 MPa
Teplota na sání	20 °C
Tlak na výstupu	0,26 MPa
Teplota na výstupu	127 °C
I. radiální stupeň	
Tlak na sání	0,254 MPa
Teplota na sání	40 °C
Tlak na výstupu	0,398 MPa
Teplota na výstupu	90 °C
Nasávané množství	70 200 m ³ /h
II. radiální stupeň	
Tlak na sání	0,393 MPa
Teplota na sání	40 °C
Tlak na výstupu	0,617 MPa
Teplota na výstupu	90 °C
Nasávané množství	45 324 m ³ /h

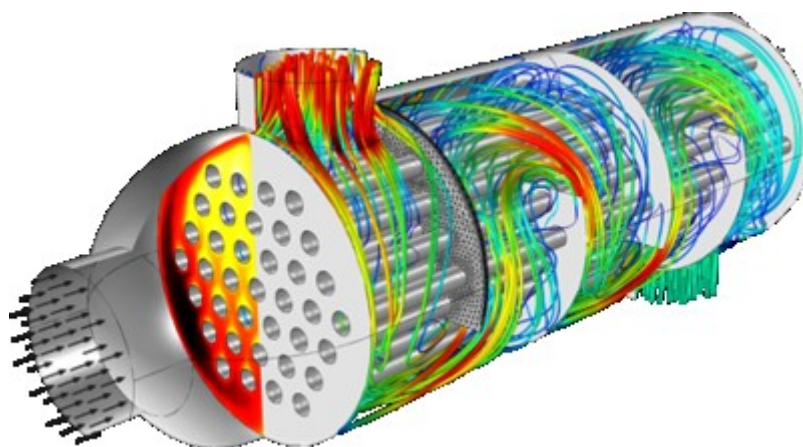
Tabulka 2-1 - Technické údaje a hodnoty kompresoru VTK

3 Tepelné výměníky

3.1 Technický popis [4]

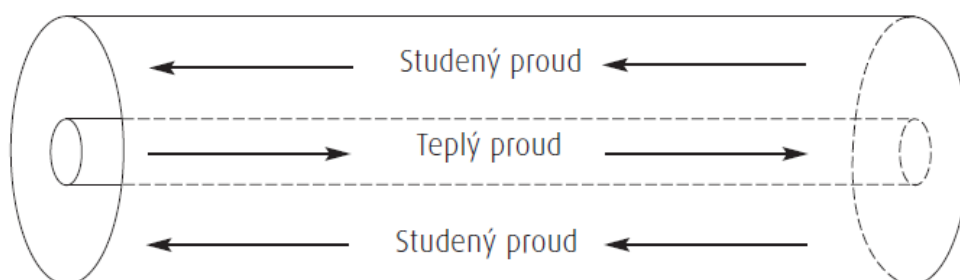
Výměník tepla je strojní zařízení pro přenos tepla, který se používá pro přenos vnitřní tepelné energie mezi dvěma nebo více dostupnými rozdílnými teplotami. V případě rekuperačních výměníků tepla jsou tekutiny odděleny teplosměnnou plochou a ideálně se nemísí. Výměník tepla je využíván v řadě procesních odvětví průmyslu jako například energetickém, ropném, dopravním, klimatizačním, chladírenském, kryogenním, rekuperačním a ve spoustě dalších. Běžnými příklady rekuperačních tepelných výměníků, které jsou nám známy v každodenním používání, jsou automobilové radiátory, kondenzátory, výparníky, předehřívače vzduchu a olejové chladiče.

Předání tepelné energie ve výměníku tepla dochází na teplosměnných plochách, které slouží k přenosu tepla mezi povrchy materiálu výměníku nebo proudící tekutinou. Povrch pro přenos tepla, který odděluje tekutiny, se odkazuje na primární nebo přímý kontaktní povrch. Pro zvětšení oblasti přenosu tepla mohou být k primárnímu povrchu připojeny sekundární povrchy známé jako žebra. Obvykle ve výměníku nejsou žádné pohyblivé části. Existují však výjimky, jako je rotační regenerátor, ve kterém rotační prvek se stíracími lopatkami kontinuálně rotuje uvnitř trubky pro přenos tepla.



Obrázek 3.1-1 - Trubkový tepelný výměník
zdroj: <https://br.comsol.com/model/image/12685/big.png>

Nejjednodušší výměník tepla se sestává ze dvou soustředných trubek (malá trubka je umístěna uvnitř velké trubky), prostřednictvím, kterých je možno vyměňovat teplo mezi studeným proudem a teplým proudem. Jeden proud je veden uvnitř uvedené vnitřní trubky a druhý proud je veden v prostoru mezi touto vnitřní trubkou a trubkou vnější. Běžně je to prováděno tak, že tyto proudy jsou vedeny vzájemně proti sobě v opačném směru a potom tedy hovoříme o uspořádání v protiproudu.

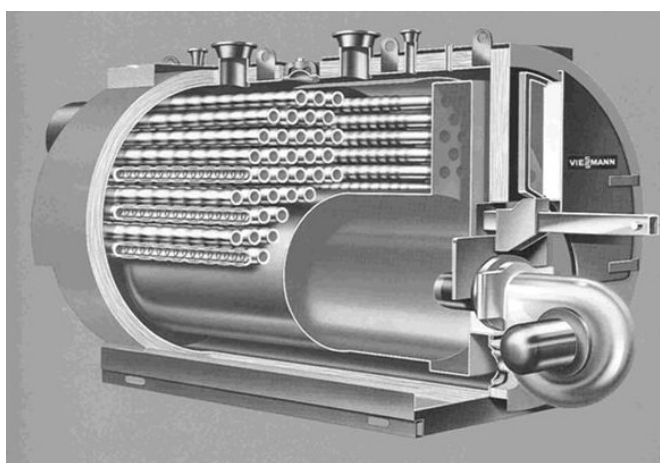


Obrázek 3.1-2 - Průběh proudů v tepelném výměníku zdroj: Kurs dělení vzduchu - Linde Gas

Teplý plyn ohřívá kovovou stěnu a vlastně se ochlazuje. Na druhé straně této kovové stěny se zase studený plyn ohřívá. Teplo se předává přes uvedenou stěnu z teplého plynu do studeného plynu. Teplo, které je předáváno a které přestupuje z teplého plynu se rovná teplu, které je získáno studeným plynem. To platí za předpokladu, že takový výměník tepla je dobře izolován vůči okolnímu prostředí.

3.2 Rekuperační výměník

V tomto typu výměníku jsou látky trvale odděleny stěnou neprostupnou pro hmotu naopak prostupnou pro teplo. Výhodou je stále oddělení obou médií, tím pádem se navzájem nezanášejí a je tedy možné použití v případě, kdy jedna ze složek je škodlivá. Rekuperační výměníky jsou nejčastěji využívaným typem.



Obrázek 3.2-1 - Rekuperační výměník zdroj:

https://vsb.sharepoint.com/sites/katedra_361/Sdilen%20dokumenty/Forms/AllItems.aspx?id=%2Fsites%2Fkatedra%5F361%2FSdilen%20dokumenty%2Fvyuka%2Fvyt%2FPES%2FPES%5Fvymeniky%2Epdf&parent=%2Fsites%2Fkatedra%5F361%2FSdilen%20dokumenty%2Fvyuka%2Fvyt%2FPES

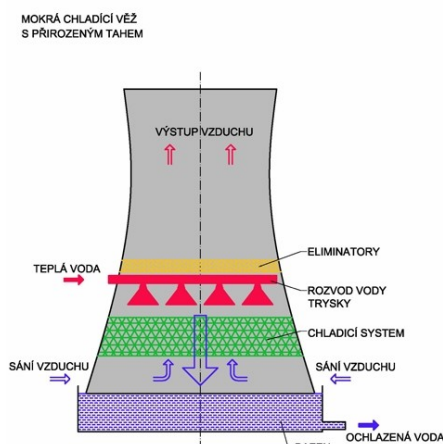
3.3 Regenerační výměník

K přenosu tepla dochází pomocí třetí látky neboli akumulátoru. Regenerační výměník funguje ve dvou cyklech. V prvním cyklu je akumulátor v kontaktu s médiem o vyšší teplotě, od něhož přebírá teplo a akumuluje ho ve formě vnitřního tepla na vlastní hmotě. V dalším cyklu, tudíž i v jiném čase a většinou na jiném místě, je akumulátor v kontaktu s médiem chladným, kterému akumulovanou energii předává.

3.4 Směšovací výměník

Jak již název napovídá ke sdílení tepla dochází přímým kontaktem medií stejného druhu a skupenství, téhož druhu ovšem různého skupenství nebo různého skupenství a druhu. Jedním z příkladů může být chladicí věž v soustavě kondenzační parní turbíny.

Primárním chladicím médiem je zde atmosférický vzduch protékající přirozeným nebo umělé vytvořeným tahem věží směrem vzhůru. Ochlazovaným médiem je chladicí voda z kondenzátoru parní turbíny.



Obrázek 3.4-1 - Chladicí věž zdroj: https://www.fansct.com/root/temp/content/industrial-cooling-technology/cooling-towers-and-equipment/natural-draft-cooling-towers/14_vizualizace-chladici-veze-mokre-chlazení-prirozene.jpg

3.5 Tepelný výměník E 106

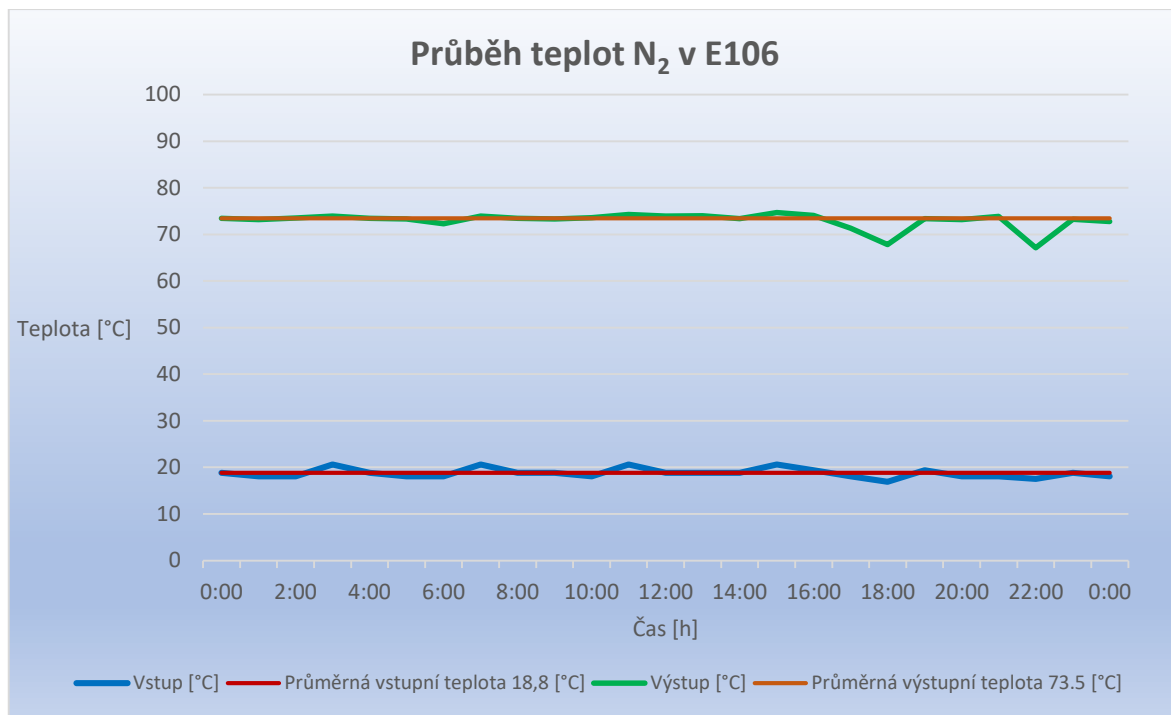
3.5.1 Popis

Větev vzduchu proudící přes rekuperační výměník E106 je odebírána na vstupu do dochlazovače (E101) VTK. Na této trase je uzavírací armatura, kterou lze ovládat z ŘS pro VTK. Odebírané množství vzduchu dle provozních hodnot se pohybuje okolo 10 000 nm³/h při tlaku 0,550 MPa. Teplota vzduchu vstupujícího do výměníku je cca 90 °C. Výstupní teplota se pohybuje okolo 60 - 70 °C. Výstup vzduchu z výměníku je zpět připojen do trasy, která vstupuje do sprchového chladiče E0101. Ohříváním médiem ve výměníku E106 je dusík, kdy jeho teplota má na vstupu hodnotu cca 20 °C a na výstupu 70 °C. Průtočné množství dusíku je cca 7 300 Nm³/h. Tento způsob ohřevu dusíku s využitím odpadního tepla je používán v současné technologii. V plánované výstavbě nové technologie již tento ohřev bude nahrazen pouze elektroohřevem.

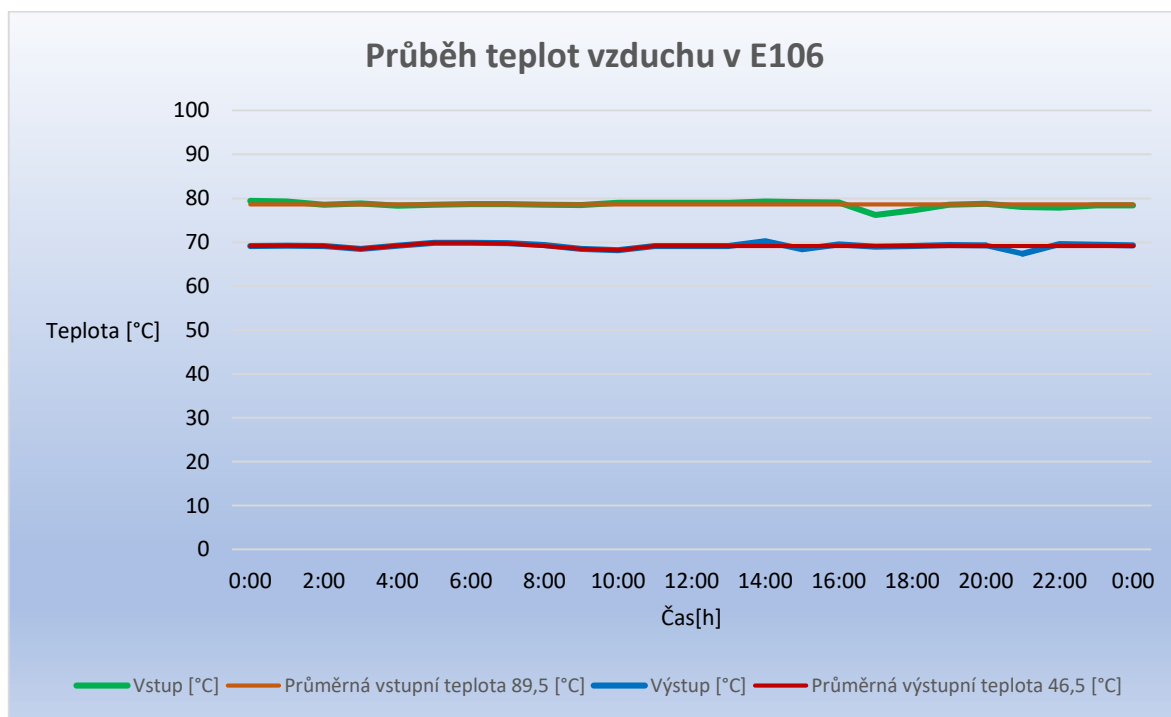
Technické data	
Výrobce	Ferox a.s. Děčín
Hlavní rozměry	Ø900 x 3780 mm
Materiál	uhlíková ocel
Hmotnost	2710 kg, při tlakové zkoušce 4005 kg
Provozní údaje	plášť - dusík , při tlaku 0,07 Mpa, 15 °C
	trubky - vzduch, při tlaku 1,0 Mpa, 90 °C

Tabulka 3-1 - Technická data výměníku E106

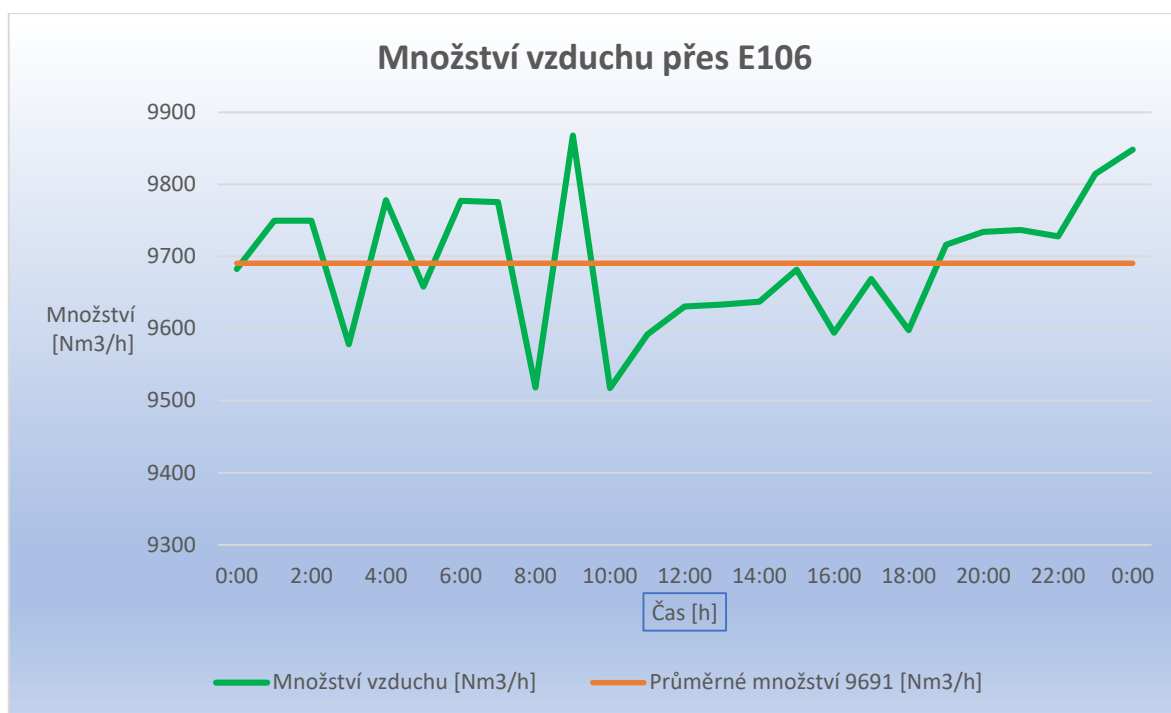
3.5.2 Provozní data



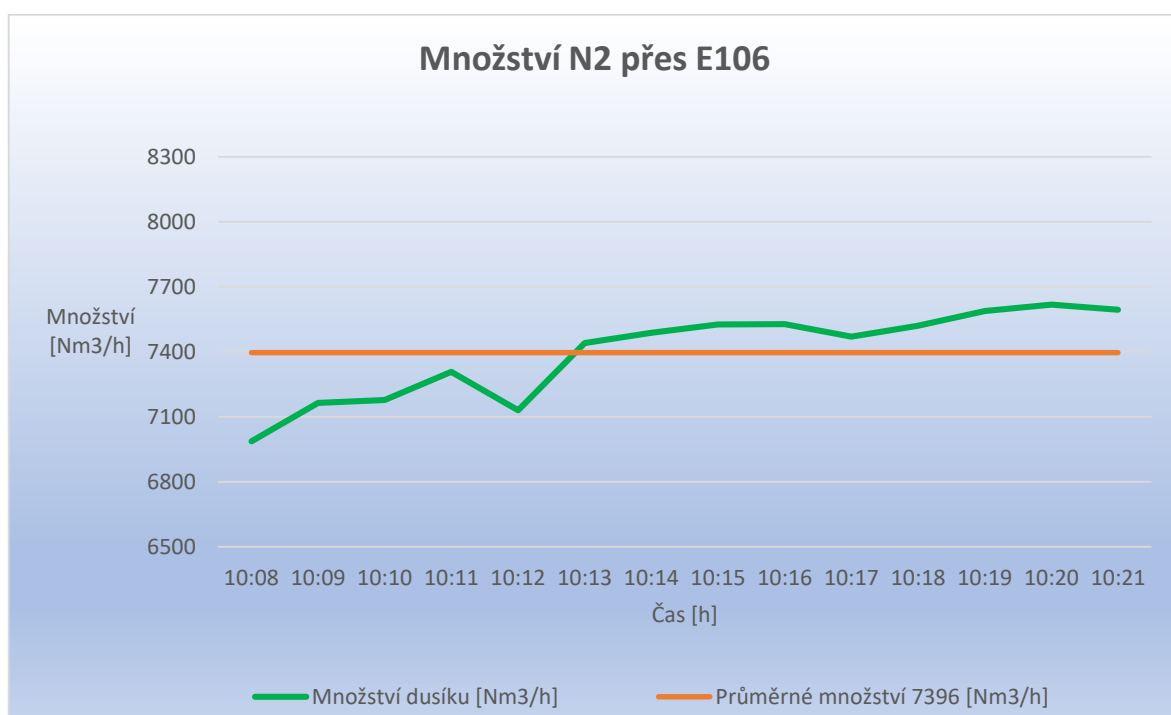
Graf 3-2 - Průběh teploty N₂



Graf 3-3 - Průběh teploty vzduchu



Graf 3-4 - Množství vzduchu



Graf 3-5 - Množství N₂

Jelikož během normálního provozu, nebylo možné přesně určit množství dusíku, které proudí přes samotný výměník. Musel jsem provést pozastavení sušící stanice A101 z provozu a přenastavit trasu průtoku dusíku. Úpravu průtoku N_2 přes výměník E106 jsem musel provést proto, že za běžného provozu, kdy je stanice A101 v automatickém režimu je tento průtok příliš časově krátký a není tedy možné zaznamenat relevantní data o množství N_2 .

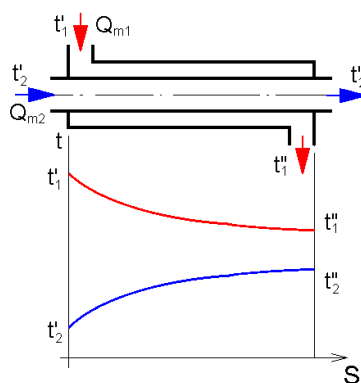
Následně dle změřených hodnot z trendu ŘS jsem byl schopen spočítat průměrné množství proudící přes výměník, které bylo $7\,396\text{ Nm}^3/\text{h}$. Průměrná hodnota množství byla spočtena dle hodnot naměřených v časovém intervalu třinácti minut. Z důvodu omezení provozu sušící stanice A101 nebylo možné nadále udržovat stanici v pozastaveném stavu a tím ohrozit stabilitu provozu. Množství vzduchu je kontinuálně odebíráno, tudíž nebylo nutné nikterak upravovat provozní parametry zařízení. Průměrné hodinové množství za den se pohybovalo v hodnotě $9\,691\text{ Nm}^3/\text{h}$. Analýzou provozních dat z měření množství a teplot jsem byl schopen spočítat tepelnou bilanci a účinnost výměníku viz kapitola č. 4

4 Tepelná bilance a účinnost výměníku

4.1 Výpočet výměníku

Nadcházející část je věnována výpočtům rekuperačního trubkového tepelného výměníku. Předvedeny jsou teoretické výpočtové vztahy jak pro souproutý výměník, tak protiproutý výměník.

4.2 Výpočet souproutého výměníku



Obrázek 4.2-1 - Průběh teplot v souproutém výměníku tepla

zdroj: [http://www.sps-](http://www.sps-ko.cz/lpodklady/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/19_Souproutdy_vymenik_tepla.pdf)

[ko.cz/lpodklady/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/19_Souproutdy_vymenik_tepla.pdf](http://www.sps-ko.cz/lpodklady/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/19_Souproutdy_vymenik_tepla.pdf)

Na Obrázek 4.2-1 zjednodušeného průběhu teplot v souproudém výměníku vidíme průběh teplot jednotlivých medií. Červenou barvou je označeno teplejší medium a barvou modrou chladnější.

Hodnoty zadané:

\dot{m}_1, \dot{m}_2	hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
C_{p1}, C_{p2}	měrné tepelné kapacity	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
t_1', t_2'	teploty medií na vstupech do výměníku	[K]
t_1'', t_2''	teploty medií na výstupech z výměníku	[K]
k	střední součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

K výpočtu souproudého výměníku jsou používány základní rovnice pro výpočet tepelné bilance a prostupu tepla výměníkem zároveň i rovnice výpočtu střední logaritmické teploty.

Tepelnou bilanci lze vyjádřit rovnicí (4.1) z které vyplývá, že teplejší médium předá teplo chladnějšímu, kterému je rovno. Ve skutečnosti doprovází tento proces tepelné ztráty, které lze vyjádřit účinnosti výměníku.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot \Delta t_1 = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') \quad [\text{W}] \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot \Delta t_2 = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2' - t_2'') \quad [\text{W}] \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

K výpočtům výměníku je nutno také znát výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu. Souproudý výměník má tvar rovnice (4.3).

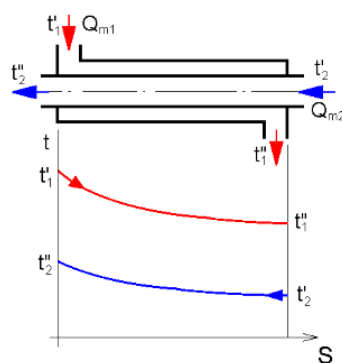
$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}} \quad (4.3)$$

Ke zjištění prostupu tepla výměníkem slouží rovnice (4.4). Velmi často se používá k výpočtu teplosměnné plochy.

$$\dot{Q} = S \cdot k \cdot \Delta t_{stř} \quad [W] \quad (4.4)$$

4.3 Výpočet protiproudého výměníku

Tento výpočet z hlediska výpočtu tepla se podstatě neliší oproti souproudému výměníku. Z toho důvodu je nutné dávat pozor na dosazování jednotlivých hodnot hlavně teplot do rovnice tepelné bilance a taktéž do výpočtu střední logaritmické teploty.



Obrázek 4.3-1 - Průběh teplot v protiproudém výměníku tepla zdroj: http://www.sps-ko.cz/lpodklady/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/20_Protiproudy_vymenik_teplo.pdf

$$\dot{Q}_1 = m_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta t_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') \quad [W] \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_2 = m_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta t_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2') \quad [W] \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

Výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu u protiproudého výměníku je téměř totožný jako u souproudého.

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}}$$

Hodnoty zadané:

\dot{m}_1, \dot{m}_2	hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
Cp_1, Cp_2	měrné tepelné kapacity	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
\dot{t}_1, \dot{t}_2	teploty medií na vstupech do výměníku	[K]
t_1, t_2	teploty medií na výstupech z výměníku	[K]
k	střední součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]

5 Výpočet protiproudého trubkového výměníku E 106

V následující části je proveden výpočet pro výměník E106, umístěný ve stávající technologii, pro hodnoty zjištěné z řídicího systému při provozu kompresoru v obvyklých provozních podmínkách.

1) Tepelná bilance výměníku [kW]

Teplo prostupující ze vzduchu:

$$Q_{VZ} = \dot{V}_{VZ} \cdot C_{p_{VZ}} \cdot \Delta t_1 = \dot{V}_{VZ} \cdot C_{p_{VZ}} \cdot (T_3 - T_4) \quad (5.7)$$

$$Q_{VZ} = \dot{V}_{VZ} \cdot C_{p_{VZ}} \cdot \Delta t_1 = 13,584 \cdot 1,297 \cdot (78,6 - 69,1) = 167,37 \text{ [kW]}$$

Množství vzduchu za normálních podmínek 0°C a 101 325 Pa

$$\frac{P^{ef} \cdot V_{vz}^{ef}}{T^{ef}} = \frac{P_N \cdot V_{vz}^N}{T_N} \Rightarrow V_{vz}^N = \frac{P_{ef} \cdot V_{vz}^{ef} \cdot T_N}{P_N \cdot T_{ef}} \quad (5.8)$$

$$V_{vz}^N = \frac{650000 \cdot 2,69 \cdot 273,15}{101\,325 \cdot 347} = 13,584 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

kde

P^{ef}	efektivní tlak v reálném prostředí	[Pa]
V_{vz}^{ef}	efektivní množství průtoku vzduchu	[m ³ .s ⁻¹]
V_{vz}^N	množství průtoku vzduchu za NM	[m ³ .s ⁻¹]
T^{ef}	průměrná teplota vzduchu ve výměníku	[K]
P_N	tlak za normálních podmínek 101 325	[Pa]
T_N	teplota za normálních podmínek 273,15	[K]
Q_{VZ}	teplo předané ohřevným vzduchem	[kW]
$C_{p_{VZ}}$	měrná tepelná kapacita vzduchu	[kJ.m ⁻³ .K ⁻¹]
Δt_1	rozdíl teplot na vstupu a výstupu vzduchu	[°C]

Teplo prostupující z dusíku:

$$Q_{N2} = \dot{V}_{N2} \cdot C_{p_{N2}} \cdot \Delta t_2 = \dot{V}_{N2} \cdot C_{p_{N2}} \cdot (T_2 - T_1) \quad (5.9)$$

$$Q_{N2} = \dot{V}_{N2} \cdot C_{p_{N2}} \cdot \Delta t_2 = 1,861 \cdot 1,299 \cdot (73,5 - 18,8) = 132,20 \text{ [kW]}$$

kde

Q_{N2}	teplo pohlcené ohříváním dusíkem	[kW]
$C_{p_{N2}}$	měrná tepelná kapacita dusíku	[kJ.m ⁻³ .K ⁻¹]
Δt_2	rozdíl teplot na vstupu a výstupu dusíku	[°C]
V_{N2}^N	množství průtoku dusíku za NM	[m ³ .s ⁻¹]

	Průměrné množství [m ³ /h]
N ₂	7395,8
Vzduch	9690,51

Tabulka 5-1 - Naměřené množství průtoku médií

$$\frac{P^{ef} \cdot V_{N2}^{ef}}{T^{ef}} = \frac{P_N \cdot V_{N2}^N}{T_N} \Rightarrow V_{vz}^N = \frac{P_{ef} \cdot V_{N2}^{ef} \cdot T_N}{P_N \cdot T_{ef}} \quad (5.8)$$

$$V_{vz}^N = \frac{107500 \cdot 2,05 \cdot 273,15}{101\,325 \cdot 319,3} = 1,861 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

kde

P^{ef}	efektivní tlak v reálném prostředí	[Pa]
V_{N2}^{ef}	efektivní množství průtoku vzduchu	[m ³ .s ⁻¹]
V_{N2}^N	množství průtoku vzduchu za NM	[m ³ .s ⁻¹]
T_{N2}^{ef}	průměrná teplota dusíku ve výměníku	[K]
P_N	tlak za normálních podmínek 101 325	[Pa]
T_N	teplota za normálních podmínek 273,15	[K]

2) Účinnost výměníku

$$\eta = \frac{Q_{N2}}{Q_{VZ}} = \frac{132,20}{167,37} = 0,790 \cdot 100 = 79 \text{ [%]} \quad (5.10)$$

kde

Q_{VZ}	teplo předávané ohřevným médiem	[kW]
Q_{N2}	teplo pohlcené ohříváním médiem	[kW]

3) Logaritmický teplotní spád ve výměníku [°C]

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \Rightarrow \Delta t_{stř} = \frac{(T3 - T2) - (T4 - T1)}{\ln \frac{(T3 - T2)}{(T4 - T1)}} [^{\circ}C] \quad (5.11)$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{(78,6 - 73,5) - (69,1 - 18,8)}{\ln \frac{(78,6 - 73,5)}{(69,1 - 18,8)}} = 19,75 [^{\circ}C]$$

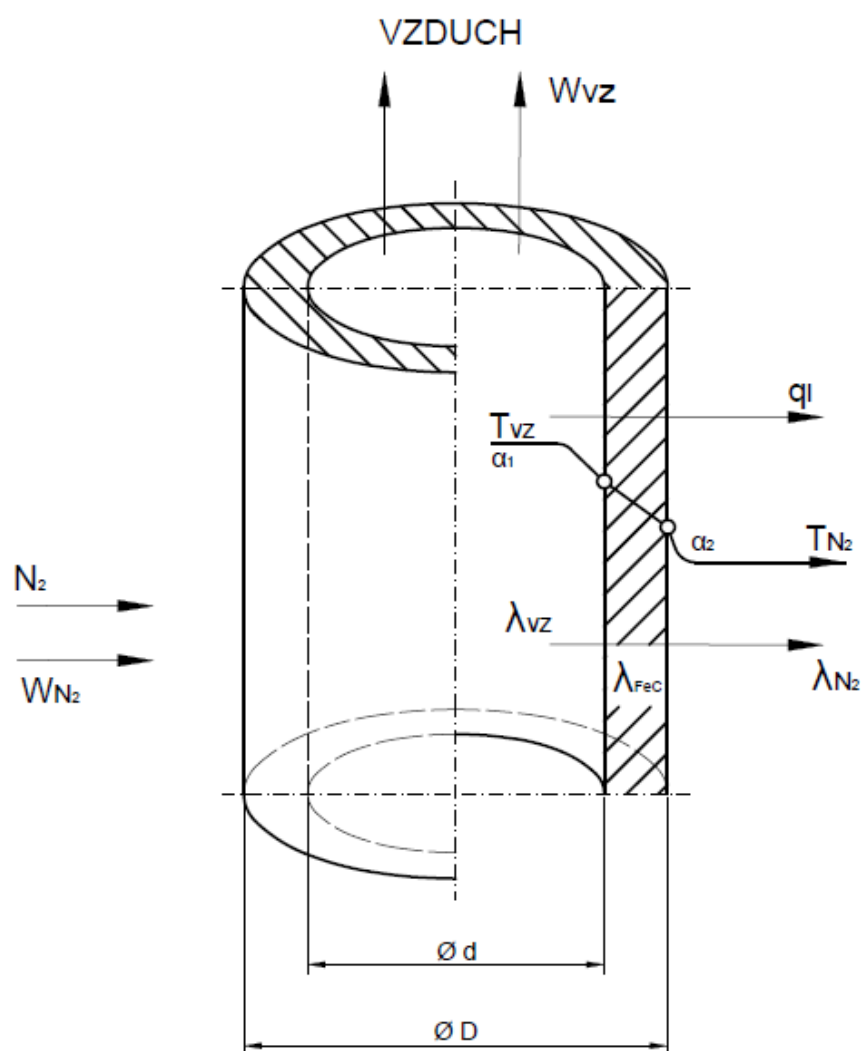
	Teploty [°C]
Vzduch vstup	78,6
Vzduch výstup	69,1
N2 vstup	73,5
N2 výstup	18,8

Tabulka 5-2 - Naměřené provozní teploty

kde

$\Delta t_{stř}$	střední logaritmická teplota	[°C]
$\Delta t'$	rozdíl teplot vstupu vzduchu a výstupu dusíku	[°C]
$\Delta t''$	rozdíl teplot vstupu dusíku a výstupu vzduchu	[°C]

4) Prostup tepla q_l stěnou trubky výměníku



Obrázek 4.3-1 - Přestup tepla válcovou stěnou o jedné vrstvě

- Průměrné teploty médií [$^{\circ}C$]

$$T_{\varnothing}^{VZ} = \frac{T_3 + T_4}{2} = \frac{78,6 + 69,1}{2} = 73,9 [^{\circ}C] \quad (5.12)$$

$$T_{\varnothing}^{N_2} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{73,5 + 18,8}{2} = 46,2 [^{\circ}C] \quad (5.13)$$

kde

T_{\varnothing}^{VZ}	průměrná teplota vzduchu	[$^{\circ}C$]
$T_{\varnothing}^{N_2}$	průměrná teplota dusíku	[$^{\circ}C$]

5) Rozměr trubky ve výměníku E106

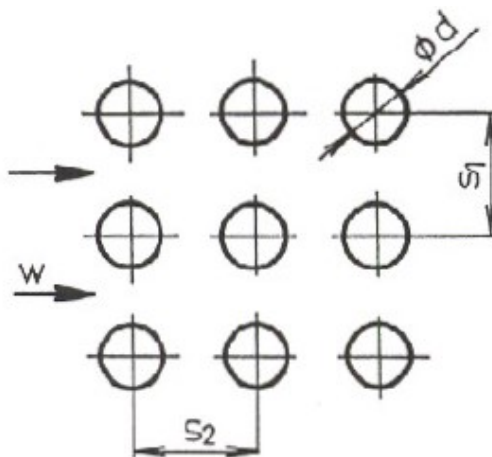
$$D = 22 \text{ [mm]} \quad d = 16,8 \text{ [mm]} \quad \lambda_{\text{FeC}} = 50 \text{ [W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}\text{]}$$

kde

D	vnější průměr trubky	[mm]
d	vnitřní průměr trubky	[mm]
λ_{FeC}	součinitel tepelné vodivosti uhlíkové oceli	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

6) Systém uspořádání trubek

Na základě výkresové dokumentace výměníku (viz příloha A) se jedná o uspořádání trubek za sebou. Trubky s vnějším rozměrem D jsou od sebe vzdáleny S1 ve vertikálním směru a S2 ve směru horizontálním viz Obrázek 4.3-2.



Obrázek 4.3-2 - Uspořádání trubek za sebou zdroj: Základy sdílení tepla, Vladimír Blahož-Zdeněk Kadlec

Vzdálenosti roztečí:

$$S1 = 32 \text{ [mm]}$$

$$S2 = 32 \text{ [mm]}$$

kde

S1 a S2	jsou vzdálenosti roztečí trubek	[mm]
---------	---------------------------------	------

7) Přestup tepla při nuceném obtékání válcových těles

Pro stanovení součinitele přestupu tepla α_2 dle obr.5-1 využijeme rovnici pro stanovení Nusseltova kritéria pro proudění kolmo na svazek. Toto kritérium charakterizuje přenos tepla u stěny.

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad (5.14)$$

kde

c, n	konstanta a exponent, hodnoty závisí na uspořádání trubek	[-]
ε_s	součinitel, vyjadřující vliv poměrných roztečí na přestup tepla	[-]
ε_i	součinitel, vyjadřující změnu součinitele přestupu tepla v prvních dvou řadách svazku	[-]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]

8) Výpočet Reynoldsova čísla pro dusík: Re_{N_2} [-]

Porovnáním sil setrvačných a třecích získáme Reynoldsovo číslo

$$Re_{N_2} = \frac{W_{N_2} \cdot D}{\nu_{N_2}} = \frac{30 \cdot 0,022}{1,65 \cdot 10^{-5}} = 40046,11 \quad (5.15)$$

kde

W_{N_2}	rychlost proudění dusíku (vypočteno z množství průtoku dusíku a plochy výměníku)	[m.s ⁻¹]
D	průměr vnější trubky	[mm]
ν_{N_2}	kinematická viskozita dusíku	[m ² .s ⁻¹]

9) Výpočet Prandtlova čísla pro dusík: Pr_{N_2} [-]

Vyjadřuje podobnost fyzikálních dějů ve sdílení tepla v tekutinách.

$$Pr_{N_2} = \frac{\nu_{N_2} \cdot \rho_{N_2} \cdot c_{p_{N_2}}}{\lambda_{N_2}} = \frac{1,65 \cdot 10^{-5} \cdot 1,177 \cdot 1013}{0,0272} = 0,722 \quad (5.16)$$

kde

ν_{N_2}	kinematická viskozita dusíku	[m ² .s ⁻¹]
ρ_{N_2}	hustota dusíku	[kg.m ⁻³]
$c_{p_{N_2}}$	měrná tepelná kapacita	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_{N_2}	součinitel tepelné vodivosti dusíku	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

10) Součinitel přestupu tepla z dusíku na vnější stěnu trubky:

$$\alpha_2 \text{ [W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}\text{]}$$

$$\alpha_2 = c \cdot \frac{\lambda_{N2}}{D} \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad (5.17)$$

Uspořádání trubek za sebou

$$\varepsilon_s = \left(\frac{S_2}{d}\right)^{-0,15} = \left(\frac{0,032}{0,022}\right)^{-0,15} = 0,95 \quad (5.18)$$

$\varepsilon_i = 0,9$ pro druhou řadu

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 0,26 \cdot \frac{0,0272}{0,022} \cdot 40046,11^{0,65} \cdot 0,722^{0,33} \cdot 0,95 \cdot 0,9 \\ \alpha_2 &= 240,98 \text{ [W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}\text{]} \end{aligned} \quad (5.19)$$

kde

c,n	konstanta a exponent, dle uspořádání trubek	[-]
ε_s	součinitel vyjadřující vliv poměrných roztečí na přestup tepla	[-]
ε_i	součinitel, změny přestupu tepla v prvních dvou řadách svazku	[-]
Re	Reynoldsovo číslo vypočítané pro dusík	[-]
Pr	Prandtlovo číslo vypočítané pro dusík	[-]
λ_{N2}	součinitel tepelné vodivosti dusíku	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
D	vnější průměr trubky	[m]

11) Přestup tepla při turbulentním proudění tekutiny trubkami

Pro stanovení součinitele přestupu tepla α_1 dle obr.5-1 využijeme rovnici pro stanovení Nusseltova kritéria pro proudění tekutiny trubkami

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L \quad (5.20)$$

kde

Re	Reynoldsovo číslo	[-]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
ε_t	opravný součinitel na neizotermické proudění	[-]
ε_R	opravný součinitel pro proudění tekutiny v kolenech a hadech	[-]
ε_L	opravný součinitel pro krátké trubky	[-]

12) Výpočet Reynoldsova čísla pro vzduch: Re_{vz} [-]

$$R_{eN2} = \frac{W_{vz} \cdot d}{\nu_{vz}} = \frac{23,47 \cdot 0,0168}{3,17 \cdot 10^{-6}} = 124\,273,83 \quad (5.21)$$

$$W_{vz} = \frac{V_{vz}^{ef}}{S_{vz}} = \frac{2,69}{0,1146} = 23,47 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.22)$$

$$S_{vz} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_t = \frac{\pi \cdot 0,0168^2}{4} \cdot 517 = 0,1146 \text{ [m}^2] \quad (5.23)$$

kde

W_{vz}	rychlost proudění vzduchu	[m.s ⁻¹]
V_{vz}^{ef}	efektivní množství průtoku vzduchu	[m ³ .s ⁻¹]
S_{vz}	plocha trubek výměníku	[m ²]
d	průměr vnitřní trubky	[mm]
n_t	počet trubek ve výměníku	[ks]
ν_{vz}	kinematická viskozita vzduchu	[m ² .s ⁻¹]

13) Výpočet Prandtlova čísla pro vzduch: Pr_{vz} [-]

$$Pr_{vz} = \frac{\nu_{vz} \cdot \rho_{vz} \cdot c_{p_{vz}}}{\lambda_{vz}} = \frac{3,17 \cdot 10^{-6} \cdot 6,547 \cdot 1020}{0,03} = 0,706 \quad (5.24)$$

Kde

ν_{vz}	kinematická viskozita vzduchu	[m ² .s ⁻¹]
ρ_{vz}	hustota vzduchu	[kg.m ⁻³]
$c_{p_{vz}}$	měrná tepelná kapacita	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
λ_{vz}	součinitel tepelné vodivosti vzduchu	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

- 14) Součinitel přestupu tepla ze vzduchu na vnitřní stěnu trubky: α_1 [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Turbulentní proudění tekutiny trubkami

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda_{vz}}{d} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L \quad (5.25)$$

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{0,03}{0,0168} \cdot 126\,127,08^{0,8} \cdot 0,706^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 384,23 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Hodnoty opravných součinitelů $\varepsilon = 1$

kde

Re	Reynoldsovo číslo vypočítané pro dusík	[-]
Pr	Prandtlovo číslo vypočítané pro dusík	[-]
λ_{N_2}	součinitel tepelné vodivosti pro dusík	[$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
d	vnitřní průměr trubky	[m]
ε_t	opravný součinitel pro neizotermické proudění	[-]
ε_R	opravný součinitel pro proudění tekutiny	[-]
ε_L	opravný součinitel pro krátké trubky	[-]

- 15) Velikost součinitele prostupu tepla ze vzduchu do dusíku k_l [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_2 \cdot D} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{FeC}} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_1 \cdot d}} \text{ [W} \cdot \text{m} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5.26)$$

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{240,98 \cdot 0,022} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \frac{0,022}{0,0168} + \frac{1}{384,23 \cdot 0,0168}} = 9,07 \text{ [W} \cdot \text{m} \cdot \text{K}^{-1}]$$

kde

α_1	součinitel přestupu tepla ze vzduchu na dusík	[$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
α_2	součinitel přestupu tepla z dusíku na vzduch	[$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
D	vnější průměr potrubí	[mm]
d	vnitřní průměr potrubí	[mm]
λ_{FeC}	součinitele tepelné vodivosti uhlíkové oceli	[$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
π	matematická konstanta Ludolfovo číslo	[-]

16) Porovnání dvou typu výpočtu součinitele prostupu tepla
[W.m⁻¹.K⁻¹]

a) Výpočet součinitelů dle kritériálních rovnic prostupu tepla

$$k_{l1} = 9,07 \quad [\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$$

b) Výpočet dle tepelné bilance dusíku a délky trubek ve výměníku

$$k_{l2} = \frac{Q_{N2}}{l \cdot \Delta t_{stř} \cdot F} [\text{W.m.K}^{-1}]$$

(5.27)

$$k_{l2} = \frac{132204}{1034 \cdot 19,75 \cdot 0,9} = 7,19 [\text{W.m.K}^{-1}]$$

kde

Q_{N2}	tepelná bilance tepla z dusíku	[W]
l	délka trubek mezi přírubami	[m]
$\Delta t_{stř}$	logaritmický teplotní spád	[°C]
k_l	součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
F	korekční faktor pro křížové výměníky	[-]

c) Srovnání součinitelů prostupu tepla [W.m⁻¹.K⁻¹]

$$k_{l1} = \mathbf{9,07} \quad [\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$$

$$k_{l2} = \mathbf{7,19} \quad [\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$$

6 Základní návrh nového trubkového výměníku

V současné době se připravuje projekt nového DVZ. Veškeré množství vzduchu bude před vstupem do DVZ sušeno pouze v sušící stanici vzduchu. S tím budou spojené vyšší energetické nároky z důvodů vyššího množství regeneračního dusíku, které bude navýšeno až na 31 950 Nm³/h. V nově budované technologii na dělení vzduchu se však s využitím odpadního tepla nepočítá. Ohřev regeneračního dusíku pro sušící stanici bude zajišťovat pouze elektroohřívák o celkovém příkonu 1788 kW. Hlavním důvodem proč se v nové technologii neuvažuje o instalaci systému předehřevu, jsou vysoké investiční náklady. Energetické úspory v případě zakomponování trubkového výměníku pro předehřev dusíku se věnuje následující výpočet.

Za pomoci výpočtového programu vytvořeného MS Excel, který jsem vytvořil pro předchozí výpočty, jsem byl schopen provést základní návrh pro nový tepelný výměník, který by bylo možné následně zařadit do nové technologie.

1) Tepelná bilance nového výměníku

Teplo prostupující z dusíku:

$$Q_{N_2} = \dot{V}_{N_2} \cdot c_{p_{N_2}} \cdot \Delta t_2 = \dot{V}_{N_2}^N \cdot c_{p_{N_2}} \cdot (T_2 - T_1) [kW] \quad (6.28)$$

$$Q_{N_2} = \dot{V}_{N_2}^N \cdot c_{p_{N_2}} \cdot \Delta t_2 = 8,055 \cdot 1,299 \cdot (73,5 - 18,8) = 572,35 [kW]$$

Množství dusíku za normálních podmínek při teplotě 46,2 °C a tlaku 101 325 Pa:

$$\frac{P^{ef} \cdot V_{N_2}^{ef}}{T^{ef}} = \frac{P_N \cdot V_{N_2}^N}{T_N} \Rightarrow V_{N_2}^N = \frac{P^{ef} \cdot V_{N_2}^{ef} \cdot T_N}{T^{ef} \cdot P_N} \quad (6.31)$$

$$V_{N_2}^N = \frac{107500 \cdot 8,875 \cdot 273,15}{319,3 \cdot 101325} = 8,055 m^3 \cdot s^{-1}$$

kde

P^{ef}	efektivní tlak v reálném prostředí	[Pa]
$V_{N_2}^{ef}$	efektivní množství průtoku vzduchu	[m ³ .s ⁻¹]
$V_{N_2}^N$	množství průtoku vzduchu za NM	[m ³ .s ⁻¹]
T^{ef}	průměrná teplota vzduchu ve výměníku	[K]
P_N	tlak za normálních podmínek 101 325	[Pa]
T_N	teplota za normálních podmínek 273,15	[K]
Q_{N_2}	teplo pohlcené ohříváním dusíkem	[kW]
$c_{p_{N_2}}$	měrná tepelná kapacita dusíku	[kJ.m ⁻³ .K ⁻¹]

Množství dusíku vychází z technických dat nové sušící stanice vzduchu, kde je uvedeno potřebné množství dusíku na regeneraci náplně adsorpční stanice vzduchu. Podle záznamu se jedná o efektivní množství ca 8,875 m³/s při tlaku 0,075 MPa.

Vstupní a výstupní teploty výměníku byly použity ze zjištěných hodnot stávajícího výměníku E106.

Teplo prostupující vzduchem

$$Q_{VZ} = \dot{V}_{VZ} \cdot c_{p_{VZ}} \cdot \Delta t_2 = \dot{V}_{VZ}^N \cdot c_{p_{VZ}} \cdot (T_3 - T_4) [kW] \quad (6.29)$$

$$Q_{VZ} = \dot{V}_{VZ}^N \cdot c_{p_{VZ}} \cdot \Delta t_2 = 46,451 \cdot 1,297 \cdot (78,6 - 69,1) = 572,35 [kW]$$

$$Q_{VZ} = \dot{V}_{VZ} \cdot c_{p_{VZ}} \cdot (T_3 - T_4) \Rightarrow \dot{V}_{VZ}^N = \frac{572,35}{1,297 \cdot (78,6 - 69,1)} = 46,451 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Při dalším výpočtu vycházím z předpokladu, že účinnost nového výměníku by se měla pohybovat téměř k 100 %. Z toho tudíž vyplývá, že:

$$Q_{VZ} = Q_{N2}$$

Účinnost výměníku

$$\eta = \frac{Q_{N2}}{Q_{VZ}} = \frac{572,35}{572,35} = 1 \cdot 100 = 100 \%$$

(6.30) Efektivní množství vzduchu při teplotě 73,9°C a tlaku 650 000 Pa:

$$\frac{P^{ef} \cdot V_{vz}^{ef}}{T^{ef}} = \frac{P_N \cdot V_{vz}^N}{T_N} \Rightarrow V_{vz}^{ef} = \frac{P_N \cdot V_{vz}^N \cdot T_{ef}}{T_N \cdot P_{ef}} \quad (6.31)$$

$$V_{vz}^{ef} = \frac{101325 \cdot 46,451 \cdot 347}{273,15 \cdot 650000} = 9,199 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

kde

P^{ef}	efektivní tlak v reálném prostředí	[Pa]
V_{vz}^{ef}	efektivní množství průtoku vzduchu	[m ³ .s ⁻¹]
V_{vz}^N	množství průtoku vzduchu za NM	[m ³ .s ⁻¹]
T^{ef}	průměrná teplota vzduchu ve výměníku	[K]
P_N	tlak za normálních podmínek 101 325	[Pa]
T_N	teplota za normálních podmínek 273,15	[K]
Q_{VZ}	teplo předané ohřevným vzduchem	[kW]
$C_{p_{vz}}$	měrná tepelná kapacita vzduchu	[kJ.m-3.K-1]

2) Návrh tepelného výměníku

Použitím přílohy výpočtového programu MS Excel jsem provedl výpočet při použití měděného potrubí ve výměníku. Tyto výpočty byly provedeny dle rovnic (5.7) až (5.27) a pouze teoreticky dokládají jednu z možností konstrukce nového výměníku, který by v tomto případě musel být větší.

Cu měděná trubka 22x1 mm polotvrdá – R250 D=22 [mm] d=20[mm] λ=339 [W/m.K]

Součinitel přestupu tepla α ₁ [W.m-1.K-1]	Součinitel přestupu tepla α ₂ [W.m-1.K-1]	Součinitel prostupu tepla k _i [W.m-1.K-1]	Délka potrubí [m]
750,7	611,19	22,25	1447

Tabulka 6-1 - Vypočtených hodnot při použití měděného potrubí

Na základě zjištěných technických dat nového elektroohříváku, který již pokryje celkový ohřev dusíku bez předeřívání, jsem provedl výpočet návrhu nového tepelného výměníku. Příkon el. ohříváku dle štítkových hodnot bude 1787,46 kW. Pokud by byl před tento ohřívák zařazen nový rekuperační výměník jako je tomu ve stávající technologii, tak by došlo dle rovnice tepelné bilance (6.28) k úspoře 572,35 kW příkonu el. energie.

$$\text{Úspora el. energie} = \frac{\text{Tepelný výkon } N_2}{\text{Příkon el. ohřevu}} \cdot 100 [\%] \quad (6.32)$$

$$\text{Úspora el. energie} = \frac{572,35}{1787,46} \cdot 100 = 32,02 [\%]$$

Kde

Q_{N2}	Tepelný výkon N_2	[kW]
P_p	El. příkon elektroohříváku	[kW]

Pomocí výše zmíněného výpočtu jsem zjistil možnou úsporu v elektrické energii. Ovšem do výpočtu nebyly zahrnuty náklady na investici do nového tepelného výměníku včetně jeho finanční návratnosti.

Tento výpočet pro návrh tepelného výměníku, tak vyjadřuje možnosti úspory provozních nákladů na elektrickou energii.

7 Závěr

Výstupem této práce je návrh tepelného výměníku, který bude možné použít v nově budované výrobní technologii na separaci vzduchu. Na začátku této práce je popsána výroba technických plynů a kapalin. Následuje seznámení provozu na výrobu těchto plynů a kapalin.

V další teoretické části, se pojednává o funkčnosti a popisu principů axiálních a radiálních kompresorů. Jelikož je nutné odvádět teplo, které se vytváří při práci kompresoru, tak je potřeba jej odvádět pomocí chladičů což jsou tepelné výměníky. Jejich charakteristika je popsána taktéž v teoretické části této práce.

V praktické části byl proveden kontrolní výpočet prostupu tepla výměníkem za použití dvou metod. První výpočet byl proveden dle kritériálních rovnic pro prostup tepla při proudění kolmo na svazek trubek a při turbulentním prouděním v trubce. Druhou metodu výpočtu jsem zvolil na základě tepelné bilance výměníku za použití naměřených vstupních a výstupních teplot výměníku. Nedílnou součástí ke zjištění bilance byla i znalost množství obou médií, které přes výměník E106 proudí. Toto množství jsem zjistil z provozních trendů zařízení vizualizovaných v řídicím systému.

Na základě vypočtených hodnot součinitelů přestupu tepla při použití naměřených provozních teplot na vstupu a výstupu výměníku, jsem provedl návrh výpočtu pro nový tepelný výměník, který bude možné následně zařadit do nově budované výrobní technologie.

Jelikož při výstavbě nové technologie na dělení vzduchu se již nepočítá s tímto využitím odpadního tepla, tak je možné k této navrhované úpravě přistupovat jako k modernizaci v následujících letech provozu.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Tomáši Výtiskovi, Ph.D. z katedry energetiky VŠB – TU Ostrava za cenné rady, připomínky a čas strávený při tvorbě této bakalářské práce.

Taktéž svému oponentovi a kolegovi Ing. Petru Krčovi za ochotu a podnětné komentáře.

Zároveň děkuji své rodině za podporu a pochopení.

Seznam obrázků

Obrázek 1.2-1 - Proces výroby technických plynů a kapalin	10
Obrázek 1.3-1 – Dusíko-vodní chlazení	12
Obrázek 1.3-2 – Turbo-expandér (TEX)	13
Obrázek 1.3-3 – Příprava vzduchu (sušící stanice)	13
Obrázek 1.3-4 – Výměník E106 (vzduch/dusík) zobrazen ve vizualizaci ŘS	14
Obrázek 2.3-1 – Rotor VTK AR 150 7-2	16
Obrázek 3.1-1 - Trubkový tepelný výměník	18
Obrázek 3.1-2 - Průběh proudů v tepelném výměníku zdroj: <i>Kurs dělení vzduchu - Linde Gas</i>	18
Obrázek 3.2-1 - Rekuperační výměník	19
Obrázek 3.4-1 - Chladicí věž	20
Obrázek 4.2-1 - Průběh teplot v souproutém výměníku tepla.....	23
Obrázek 4.3-1 - Průběh teplot v protiproudém výměníku tepla <i>f</i>	25
Obrázek 4.3-1 - Prostup tepla válcovou stěnou o jedné vrstvě	29
Obrázek 4.3-2 - Uspořádání trubek za sebou.....	30

Seznam grafů

Graf 3-2 - Průběh teploty N_2	21
Graf 3-3 - Průběh teploty vzduchu	21
Graf 3-4 - Množství vzduchu	22
Graf 3-5 - Množství N_2	22

Seznam tabulek

Tabulka 2-1 - Technické údaje a hodnoty kompresoru VTK	17
Tabulka 3-1 - Technická data výměníku E106	20
Tabulka 5-1 - Naměřené množství průtoku médií	27
Tabulka 5-2 - Naměřené provozní teploty	28
Tabulka 6-1 - Vypočtených hodnot při použití měděného potrubí	37

Seznam příloh

Příloha A – Předehříváč regeneračního plynu pos. E106

Příloha B – Modernizovaná trasa vzduchu přes nový výměník E106

Příloha C – Trasa vzduchu přes výměník E106

Příloha D – Výpočtový program prostupu tepla MS Excel

Seznam použité literatury

- [1] VORÁČEK, Václav a Jaroslav KAMINSKÝ. *Energetické stroje*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1974.
- [2] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. *Kompresory*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [3] BLAHOŽ, Vladimír a Zdeněk KADLEC. *Základy sdílení tepla*. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 1996. Spektrum (Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství). ISBN 80-902001-1-7.
- [4] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Boca Raton: CRC Press, [2013]. ISBN 978-1-4398-4212-6.
- [5] *Provozní předpis pro vzduchový turbokompresor VTK-152*. Vratimov, 2017, 32 s.
- [6] *Místní provozní řád pro Kyslíkárnu MGO: Příprava vzduchu*. Vratimov, 2018, 28 s.
- [7] KOTEK PH.D., Ing. Petr. Rekuperace odpadního tepla z kompresorů. In: *KATALOG ÚSPORNÝCH OPATŘENÍ* [online]. Čs. armády 785/22, Praha 6 Bubeneč 160 00, 2017 [cit. 2020-03-30]. Dostupné z: <http://www.kataloguspor.cz/Rekuperace-dpadniho-tepla-z-kompresoru-3.html>
- [8] MOLÍK, Jan. *Problematika výpočtu výměníku pro chlazení kompresoru*. Ostrava, 2016. Bakalářská práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.
- [9] HLAVENKOVÁ, Jana. *Využití odpadního tepla z kompresoru*. Ostrava, 2019. Bakalářská práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jaroslav Frantík, Ph.D.
- [10] Výroba vzdušných plynů. *Messer group* [online]. Rheine Germany: concept X, 2018 [cit. 2020-03-30]. Dostupné z: <https://www.messer.cz/vyroba-vzdušnych-plynu>
- [11] VORÁČEK, Václav a Jaroslav KAMINSKÝ. *Energetické stroje*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1974, Část 2, Kompresory, ventilátory, čerpadla.
- [12] LENNESKOG, Anders. *Kurs dělení vzduchu*. Lidigö, 1995.

